№ 8. Warszawa, 25 sierpnia 1930 r. Rok VIII.

TECHNIKA CIEPLNA

CZASOPISMO STOWARZYSZENIA DOZORU KOTŁÓW W WARSZAWIE

OFICJALNY ORGAN POLSKIEGO KOMITETU NORMALIZACYJNEGO DLA SPRAW KOTŁOWYCH

REDAKTOR: Inż. techn. JAN KOMARNICKI

Wydawca: Stowarzyszenie Dozoru Kotłów w Warszawie.

REDAKCJA I ADMINISTRACJA: WARSZAWA, CHMIELNA 2, m. 6. TEL. 275-45.

GODZINY BIUROWE: REDAKCJI—PIĄTKI, OD 18 DO 20, ADMINISTRACJI—CODZIENNIE, OD 10 DO 15

STOWARZYSZENIE DOZORU KOTŁÓW W WARSZAWIE.

SPRAWOZDANIE ZA 1929 ROK

(*ciąg dalszy*)

(Por. *Technika Cieplna*, 1930, str. 119).

O celowości przeprowadzania pomiarów odbiorczych świadczą najlepiej otrzymane powyżej wyniki, z których widać, że w połowie wszystkich wypadków nie dotrzymano gwarancji, mimo, że nie były one zbyt wysokie, w trzech wypadkach wyniki wpadają w pas gwarancyjny, utworzony przez dodanie tolerancji a tylko w jednym wypadku osiągnięte wyniki były lepsze od gwarantowanych.

Wszystkie badane kotły, tego samego typu, pracowały pod względem ciśnienia roboczego i obciążenia w warunkach raczej średnich, prawie tym samym sortymentem węgla o wartości opałowej nie wykazującej zbytnich różnic, zatem wyniki można wzajemnie porównywać z niewielkiemi zastrzeżeniami. Stosunek powierzchni ogrzewalnej przegrzewacza pary do kotła wahał się w granicach 31 do 45%, zaś podgrzewacza wody 61 do 80%.

W czasie wszystkich pomiarów ruchem kotła kierowali dostawcy na własną odpowiedzialność, jednak, jak wyniki wskazują, przeważnie zupełnie niewłaściwie; nadmiar powietrza dochodził do 2,5, zawartość dwutlenku węgla do 6,7%; tam gdzie był największy economiser, osiągnięto w nim bardzo niski wzrost temperatury i małe jednostkowe obciążenie kotła a odwrotnie najmniejszym economiserem uzyskano największy przyrost temperatury i obciążenie kotła. Średnia zawartość dwutlenku węgla 13% przed zasuwą kominową uzasadnia przypuszczenie, że ruszt pracował częściowo jako generator. Ogólnie słabe wyniki należy przypisać znanemu zdenerwowaniu pomiarowemu, któremu dostawca zawsze się poddaje, o ile nie wykorzysta przysługującego mu prawa przeprowadzenia pomiarów wstępnych. Drugim ważnym powodem słabych wyników jest to, że dostawcy używają przeważnie do pomiarów odbiorczych miejscowych palaczy, którzy, objęci ogólną nerwozą i zdezorjentowani zmienionymi warunkami ruchu, palą gorzej niż w zwykłych warunkach. Tam gdzie ruchem paleniska kieruje wytrawny palacz - instruktor, sprowadzony przez dostawcę, wyniki są zawsze lepsze, choćby tylko z tego względu, że ruszt pracuje spokojnie, bez szarpania i ciągłych zmian chyżości, stosowanych nieraz w tak któtkich odstępach czasu, jakby ruszt nie posiadał żadnej bezwładności. Najwięcej niespodzianek w nowoczesnych instalacjach kotłowych powoduje brak dokładnych metod przeliczenia cieplnego kotła. W niedawnej przeszłości tą kwestją prawie się nie zajmowano, gdyż każda fabryka miała ustalone swoje typy i wielkości kotłów a dostawca mógł wybierać jedynie z pomiędzy istniejącego materjału, dzisiaj stosunki zmieniły się diametralnie, prawie każda nowa oferta na kocioł stanowi dla fabryki nowe zagadnienie, które musi być indywidualnie rozwiązane, na nowo opracowane tak pod względem konstrukcyjnym, jak i pod względem cieplnym. W tych warunkach przeliczenie cieplne staje się nieodzownym warunkiem a wyniki badań przeprowadzonych na szeroką skalę w Ame-

ryce (Broido, Cushing, Wohlenberg, Lindseth, Morrow) nie dają dostatecznego oparcia dla naszych warunków, gdyż opierają się przeważnie na opale pyłem węglowym w komorach od 200 do 730 m^3 pojemności. Przeliczenia Münzigera dla komór o pojemności 3^3 do $9.^3$ m^3 również rzadko dadzą się użyć dla naszych warunków, zatem pozostaje droga zbierania własnego materjału, który fabryki wytwórcze, o ile go wogóle posiadają, zazdrośnie przed ogółem ukrywają. Jedynem wyjściem z trudnej sytuacji jest przeprowadzanie jaknajwiększej ilości badań cieplnych (nie mamy tu zupełnie na myśli badań odbiorczych, których cel jest zupełnie inny) na nowych instalacjach, celem skontrolowania racjonalności poprzednich obliczeń cieplnych i skorygowania ich dla następnych konstrukcji. Dotychczas pracy w tym kierunku u nas nie rozpoczęto, jednak są pewne objawy, które każą wnioskować, że zrozumienie dla takich badań już istnieje, tylko brak odpowiednich funduszów nie pozwala, przynajmniej chwilowo, na urzeczywistnienie zamierzeń.

W załączonych tabelach 2 i 3 zestawiono wyniki odbiorów gwarancyjnych turbin kondensacyjnych i z pobieraniem pary.

Ogółem wykonano w roku sprawozdawczym 11 badań odbiorczych turbin, z tych pięć turbin czysto kondensacyjnych o mocy od 300 do 25000 *kW*, pięć turbin kondensacyjnych z pobieraniem pary o mocy 1000 do 4000 *kW* i jednej przeciwprężnej o mocy 2000 *kW*.

Zużycie pary na jednostkę mocy było badane w turbinach kondensacyjnych mierzeniem kondensatu, co normalnie nie napotyka na wielkie trudności, jednak dla większych mocy wymaga starannego przygotowania i pewnych kosztów, jednak nie zbyt wysokich. Często spotykane zdanie, że dla dużych mocy pomiar kondensatu, zwłaszcza przy niskiem położeniu pomp, jest prawie niewykonalny i bardzo kosztowny, należy zawsze krytycznie rozpatrzeć, gdyż sytuacji bez wyjścia niema, a należycie przemyślany plan pomiaru nie bywa zbyt drogi. Inaczej przedstawia się sprawa przy pomiarach pary pobieranej cechowanemi dyszami. Jeśli chodzi o duże ilości pary, to cechowanie jest bardzo kosztowne, gdyż sam koszt węgla wynosi nieraz kilkanaście tysięcy złotych, a prócz tego brak stacji cechowniczych w kraju zmusza do przeprowadzania takich badań zagranicą (Brown-Boveri w Badenie, Pierwsza Brneńska fabryka maszyn w Brnie i prywatna stacja I. G. Farbenindustrie w Leverhusen, która cechuje wodą). W obecnym stanie rzeczy zdaje się, że zbyt dużą wagę przywiązujemy do cechowania dysz o ustalonych kształtach i znanych spółczynnikach, gdyż, jak doświadczenia pokazały, błąd pochodzący z zabudowania dyszy dochodzi do 2% nawet w idealnych warunkach stacji cechowniczej, gdzie dyszę można wbudować zdala od zmian kierunku pary w prosty, długi rurociąg. Takich warunków nie można stworzyć w istniejącej instalacji turbinowej, zatem i błąd pochodzący z wbudowania dyszy będzie znacznie większy.

Pomiar temperatury przegrzanej pary dolotowej jest również często utrudniony, zwłaszcza, że prawie normalnie otwory dla termometrów są przewidziane w miejscach zupełnie nieodpowiednich, gdzie powstają wiry, lub martwe kąty. Wypalanie acetylenem otworów w zmontowanym rurociągu, lub nawiercanie ich, powoduje przedostawanie się odpadków do łopatek turbiny i drobne uszkodzenia.

Oba powyższe względy należy mieć na uwadze przy zamawianiu instalacji i szukać racjonalnego rozwiązania przed zmontowaniem rurociągów. Także kwestja krzywych dla przeliczeń powinna być ściśle omówiona przy zamawianiu instalacji, względnie gwarancje powinny być oddane dla łatwych do przewidzenia zmiennych warunków, jak np. temperatura wody chłodzącej, gdyż później dostarczane krzywe, często rysowane „od oka" są nawet na oko nie do przyjęcia i nieraz powodują konieczność dodatkowych pomiarów.

W ocenie wyników pomiarowych, a szczególnie jednostkowego zużycia pary, jeśli jest gwarantowane dla rozmaitych obciążeń, należy bezwarunkowo stosować waloryzację poszczególnych punktów, co powinno być wyraźnie zastrzeżone w liście umownym, gdyż bardzo często przekroczenia przy $^4/_4$ i $^3/_4$ obciążenia mogą być zrównoważone lepszemi wynikami przy $^1/_2$ i $^1/_4$ obciążenia, jeśli w rezultacie bierze się średnią arytmetyczną za podstawę oceny dotrzymania gwarancji. Waloryzacja poszczególnych wyników usunie ten błąd, jeśli liczba waloryzacyjna dla każdego punktu będzie dobrana odpowiednio do ilości godzin, przez które instalacja średnio w roku pod tym obciążeniem pracuje, lub w przyszłości pracować będzie.

Celem wykazania różnicy wyników przy obliczaniu przekroczeń zużycia pary wedle obu wyżej wspomnianych sposobów przedstawimy poniższy przykład.

Przyjmujemy, że instalacja czynna jest w ciągu roku przez 8040 godzin i to

przy obciążeniu	$^1/_4$	720	godzin
„	$^2/_4$	1080	„
„	$^3/_4$	2280	„
„	$^4/_4$	3960	„
Razem	. . . .	8040	godzin.

TABELA 3.

ODBIORY TURBIN KONDENSACYJNYCH I PRZECIWPRĘŻNYCH Z POBIERANIEM PARY W R. 1920.

	Wymiary	1										
Turbina		dwukadłubowa										
Rodzaj turbiny		kondensacyjna z pobieraniem pary										
Miejsce ustawienia turbiny		Fabryka papieru										
Rok bubowy turbiny		1928										
Moc nominalna	kW	4000										
Liczba obrotów	obr/min.	3000										
Ciśnienie pary dolotowej	ata	16										
Przeciwciśnienie	ata	—										
Temperatura pary dolotowej	°C	360										
Temperatura wody chłodzącej	°C	15										
Ilość pary, która może być pobrana	kg/h	0 — 15000										
Ciśnienie pary pobieranej	ata	3,5										
Gwarancje dla obciążenia nominalnego		2/4	3/4	4/4	2/4	3/4	4/4	2/4	3/4	4/4	2/4	7/8
Dla pobierania pary	kg/h	0	0	0	6000	6000	6000	10000	10000	10000	15000	15000
Gwarantowano: spadek adjabatyczny między wlotem a próżnią	kal/kg	248,2	244,2	238,0	249,9	245,6	240,5	250,7	246,6	241,6	253,0	246,1
" spadek adjabatyczny między wlotem a pobieraniem	kal/kg	—	—	—	85,2	85,2	85,2	85,2	85,2	85,2	85,2	85,2
" próżnię	%	96,7	96,2	95,25	96,9	96,35	95,7	97	96,5	95,85	97,25	96,45
" "	ata	0,033	0,038	0,0475	0,031	0,0365	0,043	0,03	0,035	0,0415	0,0275	0,0355
" zużycie pary na 1 kWh	kg/kWh	5,38	5,1	4,7	7,32	5,8	5,52	8,25	7,13	6,3	9,8	7,3
Data pomiaru		29.VI.1929						30.VI.1929				
Pomiary przy obciążeniu nominalnem		2/4	3/4	4/4	2/4	3/4	4/4	2/4	3/4	4/4	2/4	7/8
Czas trwania pomiaru	min	61,32	44,82	62,25	64,35	61,57	39,88	43,21	43,35	42,3	39,23	36,68
Obciążenie na zaciskach generatora	kW	2001,4	2904,0	4088	2003,7	3050	3963,3	2043,3	3019	4029,2	2035,6	3502,0
Cos φ		—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Sprawność generatora	%	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Ciśnienie pary wlot. przed zaworem głównym	ata	16,2	15,6	16,05	16,0	16,1	15,88	16,04	15,81	15,8	16,27	15,6
Przeciwciśnienie	ata	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Ciśnienie pary pobieranej	ata	—	—	—	3,53	3,59	3,57	3,48	3,53	3,53	3,42	3,39
Próżnia u wylotu z króćca turbiny	ata	0,036	0,0417	0,0497	0,0354	0,036	0,0435	0,034	0,0339	0,04	0,0229	0,0313
" " " "	%	96,4	95,83	95,03	96,46	96,4	95,65	96,6	96 61	96	97,71	96,87
Temperatura pary wlotowej przed zawor. gł	°C	338,7	348,7	341,0	337,0	343,0	332,9	333,0	325,0	328,0	336,7	325,0
Temperatura pary pobieranej	°C	—	—	—	212,0	202,7	190,3	202,3	190,6	190,5	198,0	188,4
Temperatura pary wylotowej	°C	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Temperatura wody chłodzącej dopływowej	°C	15,1	15,8	16,5	16,5	16,5	17	17,5	17	17	17,55	17,5
" " " odpływowej	°C	22	24,8	27,0	22,0	24,0	27,3	22	22	26	21	24
Obciążenie silnika napędzającego pompy kondensacyjne	kW	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Moc turbogeneratora po odjęciu pracy pomp kondensacyjnych	kW	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Ilość pary pobieranej	kg/h	—	—	—	6223	5555	6042	9462	9900	9715	14212	14203
Ilość pary skroplonej	kg/h	10780	14730	20220	9325	13620	18060	8330	12456	17000	6100	13100
Całkowita ilość pary	kg/h	10780	14730	20220	15548	19175	24102	17792	22356	26715	20312	27303
Zużycie pary na 1 kWh	kg/kWh	5,39	5,07	4,95	7,76	6,29	6,08	8,71	7,41	6,64	9,99	7,8
Zużycie pary na 1 kWh po odjęciu pracy pomp kondensacyjnych	kg/kWh	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Spadek adjabatyczny między wlotem a próżnią w warunkach pomiaru	kal/kg	243	240	234,75	241,6	243,9	235,75	243	240,7	236,4	254,8	242,6
Spadek adjabatyczny między wlotem a pobieraniem w warunkach pomiaru	kal/kg	—	—	—	82,7	82,8	81,2	81,5	80,4	80,25	82,5	79,8
Poprawka ilości pary pobieranej		—	—	—	0,963	0,97	0,944	0,948	0,93	0,93	0,96	0,992
Poprawka ilości pary skroplonej		0,975	0,98	0,98	0 96	0,99	0,97	0,96	0,96	0,967	1,004	0,97
Ilość pary pobieranej, przeliczonej na warunki gwarancyjne	kg/h	—	—	—	6000	5385	5695	8970	9195	9025	13660	13105
Ilość pary skroplonej, przeliczonej na warunki gwarancyjne	kg/h	10500	14430	19845	8960	13475	17495	8020	11965	16440	6115	12690
Ilość pary ogółem, przeliczonej na warunki gwarancyjne	kg/h	10500	14430	19845	14960	18860	23190	16990	21160	25465	19775	25795
Nadmiar pary pobieranej powyżej gwar.	kg/h	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Spółczynnik przeliczenia		—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Nadmiar pary pobieranej przeliczonej na zużycie pary skroplonej	kg/h	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Ostateczna ilość pary pobieranej przeliczonej na warunki gwarancyjne	kg/h	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Ostateczna ilość pary skroplonej przeliczonej na warunki gwarancyjne	kg/h	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Ostateczna ilość pary ogółem przeliczonej na warunki gwarancyjne	kg/h	10500	14430	19845	14960	18860	23190	16990	21160	25465	19779	25795
Zużycie pary na 1 kWh przeliczone na warunki gwarancyjne	kg/kWh	5,24	4,97	4,85	7,465	6,18	5,84	8,3	7,01	6,32	9,71	7,36
Sprawność termodynamiczna	%	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—

	Wymiary	2 [1]				3 [1]		
Turbina		dwukadłubowa				dwukadłubowa		
Rodzaj turbiny		kondensacyjna z pobieraniem pary				kondens. z pob. pary		
Miejsce ustawienia turbiny		Fabryka sztucznego jedwabiu				Fabr. sztuczn. jedwabiu		
Rok bubowy turbiny		1927				1927		
Moc nominalna	kW	2500				2500		
Liczba obrotów	obr/min.	3000				3000		
Ciśnienie pary dolotowej	ata	24				24		
Przeciwciśnienie	ata	—				—		
Temperatura pary dolotowej	°C	375				375		
Temperatura wody chłodzącej	°C	24				24		
Ilość pary, która może być pobrana	kg/h	0—12000				0—12000		
Ciśnienie pary pobieranej	ata	3,5—4,5				3,5—4,5		
Gwarancje dla obciążenia nominalnego		2/4	3/4	4/4	5/4	2/4	3/4	4/4
Dla pobierania pary	kg/h	—	—	—	—	—	—	—
Gwarantowano: spadek adjabatyczny między wlotem a próżnią	kal/kg	255,0	251,0	248,5	246,25	255,0	251,0	248,5
" spadek adjabatyczny między wlotem a pobieraniem	kal/kg	—	—	—	—	—	—	—
" próżnię	%	—	—	—	—	—	—	—
" "	ata	—	—	—	—	—	—	—
" zużycie pary na 1 kWh	kg/kWh	5,77	5,08	4,87	4,9	5,77	5,08	4,87
Data pomiaru		10.I 1929			11.I.1929	13.I 1929		
Pomiary przy obciążeniu nominalnem		1/2	3/4	4/4	5/4	1/2	3/4	4/4
Czas trwania pomiaru	min	37	51	74	32	38	47	68
Obciążenie na zaciskach generatora	kW	1336,0	1942,0	2556,9	3105	1306,8	1933,3	2555,5
Cos φ		1	1	1	1	1	1	1
Sprawność generatora	%	89,7	93,0	94,5	95,0	89,7	93,0	94,5
Ciśnienie pary wlot. przed zaworem głównym	ata	25,9	25,1	24,2	24,0	25,4	25,38	24,68
Przeciwciśnienie	ata	—	—	—	—	—	—	—
Ciśnienie pary pobieranej	ata	—	—	—	—	—	—	—
Próżnia u wylotu z króćca turbiny	ata	0,0428	0,0612	0,0595	0,0388	0,0517	0,0544	0,0612
" " " "	%	95,72	93,88	94,05	96,12	94,83	94,57	93,88
Temperatura pary wlotowej przed zawor. gł	°C	377,0	384,8	395,1	397,6	380	390,6	396,7
Temperatura pary pobieranej	°C	—	—	—	—	—	—	—
Temperatura pary wylotowej	°C	31,5	37,7	37,0	29,57	33,3	34,5	36,5
Temperatura wody chłodzącej dopływowej	°C	—	—	—	—	—	—	—
" " " odpływowej	°C	—	—	—	—	—	—	—
Obciążenie silnika napędzającego pompy kondensacyjne	kW	58	57,6	58,5	58,5	59,7	59,5	59,8
Moc turbogeneratora po odjęciu pracy pomp kondensacyjnych	kW	1278	1884,4	2498,4	3046,5	1247,1	1873,8	2495,7
Ilość pary pobieranej	kg/h	—	—	—	—	—	—	—
Ilość pary skroplonej	kg/h	7815	10400	12900	14790	7550	10150	12740
Całkowita ilość pary	kg/h	7815	10400	12900	14790	7550	10150	12740
Zużycie pary na 1 kWh	kg/kWh	5,85	6,36	5,05	4,76	5,78	5,25	4,99
Zużycie pary na 1 kWh po odjęciu pracy pomp kondensacyjnych	kg/kWh	6,11	5,51	5,16	4,85	6,05	5,42	5,105
Spadek adjabatyczny między wlotem a próżnią w warunkach pomiaru	kal/kg	262,5	253	256	269	257,5	259	255,5
Spadek adjabatyczny między wlotem a pobieraniem w warunkach pomiaru	kal/kg	—	—	—	—	—	—	—
Poprawka ilości pary pobieranej		—	—	—	—	—	—	—
Poprawka ilości pary skroplonej		1,03	1,007	1,03	1,09	1,01	1,03	1,026
Ilość pary pobieranej, przeliczonej na warunki gwarancyjne	kg/h	—	—	—	—	—	—	—
Ilość pary skroplonej, przeliczonej na warunki gwarancyjne	kg/h	8060	10475	13290	16120	7630	10450	13070
Ilość pary ogółem, przeliczonej na warunki gwarancyjne	kg/h	8060	10475	13290	16120	7630	10450	13070
Nadmiar pary pobieranej powyżej gwar.	kg/h	—	—	—	—	—	—	—
Spółczynnik przeliczenia		—	—	—	—	—	—	—
Nadmiar pary pobieranej przeliczonej na zużycie pary skroplonej	kg/h	—	—	—	—	—	—	—
Ostateczna ilość pary pobieranej przeliczonej na warunki gwarancyjne	kg/h	—	—	—	—	—	—	—
Ostateczna ilość pary skroplonej przeliczonej na warunki gwarancyjne	kg/h	—	—	—	—	—	—	—
Ostateczna ilość pary ogółem przeliczonej na warunki gwarancyjne	kg/h	8060	10475	13290	16120	7630	10450	13070
Zużycie pary na 1 kWh przeliczone na warunki gwarancyjne	kg/kWh	6,3	5,55	5,32	5,3	6,11	5,98	5,24
Sprawność termodynamiczna	%	59,9	66,4	69,0	69,4	—	—	—

	Wymiary	4								
Turbina		jednokadłubowa								
Rodzaj turbiny		kondensacyjna z pobieraniem pary								
Miejsce ustawienia turbiny		Fabryka włókiennicza								
Rok bubowy turbiny		1927								
Moc nominalna	kW	1930 KM [1]								
Liczba obrotów	obr/min.	3000								
Ciśnienie pary dolotowej	ata	15,5								
Przeciwciśnienie	ata	—								
Temperatura pary dolotowej	°C	350								
Temperatura wody chłodzącej	°C	—								
Ilość pary, która może być pobrana	kg/h	0 — 25000								
Ciśnienie pary pobieranej	ata	4								
Gwarancje dla obciążenia nominalnego		1/4	2/4	3/4	4/4	2/4	3/4	4/4	4/4	4/4
Dla pobierania pary	kg/h	0	0	0	0	całkow. pobier. pary	17000	10000	15000	20000
Gwarantowano: spadek adjabatyczny między wlotem a próżnią	kal/kg	241	237,5	234,0	230,5	—	249,0	235,5	239,0	241,0
" spadek adjabatyczny między wlotem a pobieraniem	kal/kg	—	—	—	—	77,5	77,5	77,5	77,5	77,5
" próżnię	%	95,85	95,25	94,7	94	—	94,1	94,95	95,5	95,9
" "	ata	0,0415	0,0475	0,053	0,06	—	0,059	0,0505	0,045	0,041
" zużycie pary na 1 kWh	kg/kWh	10,1	7,7	6,9	6,66	—	—	—	—	—
Data pomiaru		22.IV.1929				23.IV.1920				
Pomiary przy obciążeniu nominalnem		1/4	2/4	3/4	4/4	2/4	3/4	4/4	4/4	4/4
Czas trwania pomiaru	min	29,91	47,51	27,83	66,5	32	29,33	33,34	30,95	62,92
Obciążenie na zaciskach generatora	kW	300,3	638,0	1053,5	1339,1	656,9	999,3	1340,1	1330,9	1339,3
Cos φ		0,8	0,8	0,8	0,8	—	—	—	—	—
Sprawność generatora	%	80	88,6	91,7	93,2	—	—	—	—	—
Ciśnienie pary wlot. przed zaworem głównym	ata	15,67	15,75	15,65	15,63	15,68	15,58	15,26	15,51	15,47
Przeciwciśnienie	ata	—	—	—	—	4 war. nominaln.	—	—	—	—
Ciśnienie pary pobieranej	ata	—	—	—	—	4,18	4,137	4,12	4,04	4,12
Próżnia u wylotu z króćca turbiny	ata	0,057	0,057	0,0852	0,11	0,0408	0,053	0,09	0,0615	0,0578
" " " "	%	94,3	94,3	91,48	89	95,92	94,7	91	93,85	94,22
Temperatura pary wlotowej przed zawor. gł	°C	288,3	309,8	317,9	322	329,1	327,5	341,3	337 0	322,9
Temperatura pary pobieranej	°C	—	—	—	—	237,2	233,3	247,25	240,9	221,9
Temperatura pary wylotowej	°C	35,7	35,8	42,7	47,75	62,94	39,53	44,703	35,55	35,73
Temperatura wody chłodzącej dopływowej	°C	11,4	10,7	11	10,8	10,1	10,55	10,85	11,1	11,8
" " " odpływowej	°C	19,8	23,8	30,7	35,7	20	22	35	25,2	19
Obciążenie silnika napędzającego pompy kondensacyjne	kW	27,4	27,4	27,4	27,4	—	—	—	—	—
Moc turbogeneratora po odjęciu pracy pomp kondensacyjnych	kW	272,9	610,6	1026,1	1311,7	—	—	—	—	—
Ilość pary pobieranej	kg/h	0	0	0	0	16170	17700	9420	15510	20780
Ilość pary skroplonej	kg/h	3610	5680	8360	10240	486	2065	5976	4360	3006
Całkowita ilość pary	kg/h	3610	5680	8360	10240	16656	19765	15396	19870	23786
Zużycie pary na 1 kWh	kg/kWh	12,02	8,9	7,945	7,64	—	—	—	—	—
Zużycie pary na 1 kWh po odjęciu pracy pomp kondensacyjnych	kg/kWh	13,23	9,3	8,15	7,81	—	—	—	—	—
Spadek adjabatyczny między wlotem a próżnią w warunkach pomiaru	kal/kg	216,5	222,0	212,5	206,0	—	228,0	216,0	226,5	225,0
Spadek adjabatyczny między wlotem a pobieraniem w warunkach pomiaru	kal/kg	—	—	—	—	73	73	75	75	72
Poprawka ilości pary pobieranej		—	—	—	—	0,933	0,931	0,963	0,96	0,916
Poprawka ilości pary skroplonej		0,85	0,91	0,894	0,895	—	0,9	0,92	0,943	0,92
Ilość pary pobieranej, przeliczonej na warunki gwarancyjne	kg/h	—	—	—	—	15050	16495	9070	14930	19025
Ilość pary skroplonej, przeliczonej na warunki gwarancyjne	kg/h	3068	5168	7475	9170	486	1860	5500	4110	2760
Ilość pary ogółem, przeliczonej na warunki gwarancyjne	kg/h	3068	5168	7475	9170	15536	18355	14570	19040	21785
Nadmiar pary pobieranej powyżej gwar.	kg/h	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Spółczynnik przeliczenia		—	—	—	—	—	—	—	—	—
Nadmiar pary pobieranej przeliczonej na zużycie pary skroplonej	kg/h	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Ostateczna ilość pary pobieranej przeliczonej na warunki gwarancyjne	kg/h	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Ostateczna ilość pary skroplonej przeliczonej na warunki gwarancyjne	kg/h	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Ostateczna ilość pary ogółem przeliczonej na warunki gwarancyjne	kg/h	3068	5168	7475	9170	15356	18355	14570	19040	21785
Zużycie pary na 1 kWh przeliczone na warunki gwarancyjne	kg/kWh	10,2	8,09	7,095	6,84	23,64	18,36	10,87	14,19	16,25
Sprawność termodynamiczna	%	41,3	49,9	55,5	58,6	52,7	54,1	54,0	54,7	61,1

	Wymiary	5				6		
Turbina		jednokadłubowa				dwukadłubowa		
Rodzaj turbiny		przeciwprężna				kondens. z pob. pary		
Miejsce ustawienia turbiny		Fabryka celulozy				Fabryka celulozy		
Rok bubowy turbiny		1927				1927		
Moc nominalna	kW	2000				1000		
Liczba obrotów	obr/min.	3000				3000		
Ciśnienie pary dolotowej	ata	33				7,5		
Przeciwciśnienie	ata	8				—		
Temperatura pary dolotowej	°C	400				225		
Temperatura wody chłodzącej	°C	—				15		
Ilość pary, która może być pobrana	kg/h	—				0 — 10800		
Ciśnienie pary pobieranej	ata	—				4		
Gwarancje dla obciążenia nominalnego		1000 kW 2/4	1100 kW 11/20	1750 kW 7/8	2000 kW 4/4	500 kW 2/4	750 kW 3/4	1000 kW 4/4
Dla pobierania pary	kg/h	—	—	—	—	10800	10800	10800
Gwarantowano: spadek adjabatyczny między wlotem a próżnią	kal/kg	—	—	—	—	199	196	187,5
" spadek adjabatyczny między wlotem a pobieraniem	kal/kg	85,5 [2]	85,5	85,5	85,5	31	31	31
" próżnię	%	—	—	—	—	97	96,6	95,4
" "	ata	—	—	—	—	0,03	0,034	0,046
" zużycie pary na 1 kWh	kg/kWh	18,5	17,74	14,75	15	25,6	19	15,9
Data pomiaru		18.VII.1929				15.VII.1929	16.VII.1929	17.VII.1929
Pomiary przy obciążeniu nominalnem		1000 kW 2/4	1100 kW 11/20	1750 kW 7/8	2000 kW 4/4	500 kW 2/4	750 kW 3/4	1000 kW 4/4
Czas trwania pomiaru	min	30	60	62,5	60	64,9	60,35	63,65
Obciążenie na zaciskach generatora	kW	966	1133	1747,4	2020	497,4	752,4	1008
Cos φ		0,98	0,965	0,95	0,95	0,99	0,98	0,999
Sprawność generatora	%	93,1	93,7	94,8	95	—	—	—
Ciśnienie pary wlot. przed zaworem głównym	ata	33,1	32,3	32,9	32,6	8,02	7,84	7,65
Przeciwciśnienie	ata	8,12	8,46	8,38	8,77	—	—	—
Ciśnienie pary pobieranej	ata	—	—	—	—	4,04	4,12	4,17
Próżnia u wylotu z króćca turbiny	ata	—	—	—	—	0,049	0 056	0,0714
" " " "	%	—	—	—	—	95,1	94,4	92,86
Temperatura pary wlotowej przed zawor. gł	°C	356,0	374,6	370,3	375,5	258,0	271,0	233,0
Temperatura pary pobieranej	°C	—	—	—	—	213,2	224,8	196,3
Temperatura pary wylotowej	°C	—	—	—	—	33,2	36,0	40,2
Temperatura wody chłodzącej dopływowej	°C	—	—	—	—	21,8	24,0	25,96
" " " odpływowej	°C	—	—	—	—	25,9	30,16	36,0
Obciążenie silnika napędzającego pompy kondensacyjne	kW	—	—	—	—	—	—	—
Moc turbogeneratora po odjęciu pracy pomp kondensacyjnych	kW	—	—	—	—	—	—	—
Ilość pary pobieranej	kg/h	—	—	—	—	10350	10320	11220
Ilość pary skroplonej	kg/h	—	—	—	—	2309	3478	6127
Całkowita ilość pary	kg/h	19620	22015	26650	32200	12659	13798	17347
Zużycie pary na 1 kWh	kg/kWh	20,3	19,45	15,25	15,94	25,92	18 33	17,2
Zużycie pary na 1 kWh po odjęciu pracy pomp kondensacyjnych	kg/kWh	—	—	—	—	—	—	—
Spadek adjabatyczny między wlotem a próżnią w warunkach pomiaru	kal/kg	—	—	—	—	194,75	193,0	177,5
Spadek adjabatyczny między wlotem a pobieraniem w warunkach pomiaru	kal/kg	78	77,5	78,5	77,5	36,25	36,0	31
Poprawka ilości pary pobieranej		0.912	0,907	0,915	0,9	1,163	1,16	1,0
Poprawka ilości pary skroplonej		—	—	—	—	0,97	0,984	0,95
Ilość pary pobieranej, przeliczonej na warunki gwarancyjne	kg/h	—	—	—	—	12040	11990	11220
Ilość pary skroplonej, przeliczonej na warunki gwarancyjne	kg/h	—	—	—	—	2240	3410	5815
Ilość pary ogółem, przeliczonej na warunki gwarancyjne	kg/h	17900	20000	24490	29200	14280	15400	17035
Nadmiar pary pobieranej powyżej gwar.	kg/h	—	—	—	—	1240	1190	420
Spółczynnik przeliczenia		—	—	—	—	$\frac{31}{199}$	$\frac{31}{196}$	$\frac{31}{187,5}$
Nadmiar pary pobieranej przeliczonej na zużycie pary skroplonej	kg/h	—	—	—	—	193	188	69,5
Ostateczna ilość pary pobieranej przeliczonej na warunki gwarancyjne	kg/h	—	—	—	—	10800	10800	10800
Ostateczna ilość pary skroplonej przeliczonej na warunki gwarancyjne	kg/h	—	—	—	—	2433	3598	5884,5
Ostateczna ilość pary ogółem przeliczonej na warunki gwarancyjne	kg/h	17900	20000	24490	29200	13233	14398	16684,5
Zużycie pary na 1 kWh przeliczone na warunki gwarancyjne	kg/kWh	18,53	17,65	14,05	14,45	26,63	19,1	16,55
Sprawność termodynamiczna	%	58,2	60,95	75,4	73,3	—	—	—

	Wymiary	5 i 6					
Miejsce ustawienia turbiny		Fabryka celulozy					
		Pomiary wspólnej pracy obu turbin z pobieraniem pary ze zbiornika umieszczonego między obu turbinami i z turbiny kondensacyjnej.					
Gwarancje dla obciążenia nominalnego		1600 kW	2000 kW	2500 kW	2700 kW	3000 kW	
Dla pobierania pary	kg/h	12000 10800	12200 10800	12200 10800	9000 7500	12400 10800	ze zbiornika z turbiny kond.
Gwarantowano: spadek adjabatyczny między wlotem a próżnią	kal/kg	288	283,5	274,5	264,0	274,0	
" spadek adjabatyczny między wlotem a pobieraniem	kal/kg	85,5 118,5	85,5 118,5	85,5 118,5	85,5 118,5	85,5 118,5	para pob. ze zbior. para pob. z turb.
" próżnię	%	97,4	97	96,3	94,3	95,6	
" "	ata	0,026	0,03	0,037	0,057	0,044	
" zużycie pary na 1 kWh	kg/kWh	14,48	12,25	10,57	8,7	10,0	
Data pomiaru		19.VII.1829					
Pomiary przy obciążeniu nominalnem		1600 kW	2000 kW	2500 kW	2700 kW	3000 kW	
Czas trwania pomiaru	min	33	40,52	35	30.32	36,82	
Obciążenie na zaciskach generatora	kW	1400,6 211,5 1613,1	1548,0 472,0 2020,0	1746 747 2493,0	1587,6 1115,0 2702,6	1876,8 1030,0 2906,8	turb. przeciwpr. " kondens. Razem
Cos φ		—	—	—	—	—	
Sprawność generatora	%	—	—	—	—	—	
Ciśnienie pary wlot. przed zaworem głównym	ata	33,6 8,37	33,2 8,35	33,0 8,23	32,97 8,59	32,3 8,4	t. przrciwprężna t. kondensacyjna
Przeciwciśnienie	ata	8,74	8,78	8,82	8,68	9,07	Cis. pary za turb. przeciwprężną
Ciśnienie pary pobieranej	ata	8,57 4,26	8,67 4,44	8,63 4,56	8,42 4,5	8,78 4,5	ze zbiornika z turb. kond.
Próżnia u wylotu z króćca turbiny	ata	0,038	0,04	0,0435	0,087	0,0645	
" " " "	%	96,2	96	95,65	91,3	93,55	
Temperatura pary wlotowej przed zawor. gł	°C	359 231	362 231	372 242,9	360,6 234	380,4 252	t. przeciwprężna t. kondensacyjna
Temperatura pary pobieranej	°C	237,7 197,1	237,1 192,6	246 201	233,3 191,2	254,4 213,7	ze zbiornika z turb. kond.
Temperatura pary wylotowej	°C	42,6	30	33,3	43	38,5	
Temperatura wody chłodzącej dopływowej	°C	20,7	22,05	23,5	27,5	25,1	
" " " odpływowej	°C	22,3	26,0	30	38	34,3	
Obciążenie silnika napędzającego pompy kondensacyjne	kW	—	—	—	—	—	
Moc turbogeneratora po odjęciu pracy pomp kondensacyjnych	kW	—	—	—	—	—	
Ilość pary pobieranej	kg/h	13020 10750	12780 11150	12640 11140	9650 8380	13580 10900	ze zbiornika z turb. kond.
Ilość pary skroplonej	kg/h	526 300	2220 300	3960 300	7916 300	5700 300	kondensat para na dławnice
Całkowita ilość pary	kg/h	24596	26450	28040	26246	30480	
Zużycie pary na 1 kWh	kg/kWh	15,24	13,09	11,24	9,71	10.47	
Zużycie pary na 1 kWh po odjęciu pracy pomp kondensacyjnych	kg/kWh	—	—	—	—	—	
Spadek adjabatyczny między wlotem a próżnią w warunkach pomiaru	kal/kg	265,5	265,5	265,5	243,6	257,25	
Spadek adjabatyczny między wlotem a pobieraniem w warunkach pomiaru	kal/kg	76,25 108,5	75.25 102,75	76,5 110,25	74,85 106, 1	75 108,25	para ze zbiornika para z turb. kond.
Poprawka ilości pary pobieranej		0,892 0,916	0, 88 0,866	0,895 0, 95	0,875 0,896	0.878 0,914	ze zbiornika z turb. kond.
Poprawka ilości pary skroplonej		0,929	0,938	0,975	0,972	0,952	
Ilość pary pobieranej, przeliczonej na warunki gwarancyjne	kg/h	11610 9850	11230 9660	11310 10350	8450 7510	11950 9965	ze zbiornika z turb. kond.
Ilość pary skroplonej, przeliczonej na warunki gwarancyjne	kg/h	488	2080	3860	7690	5420	
Ilość pary ogółem, przeliczonej na warunki gwarancyjne	kg/h	22248	23270	25820	23950	27635	
Nadmiar pary pobieranej powyżej gwar.	kg/h	— 390 — 950	— 970 —1140	— 890 — 450	— 550 + 10	— 450 — 835	ze zbiornika z turb. kond.
Spółczynnik przeliczenia		85,5:288 118,5:288	85,5:283,5 118,5 : 283,5	85,5:274,5 118,5 : 274,5	85,5:264 118,5:264	85,5:274 118,5:274	ze zbiornika z turb. kond
Nadmiar pary pobieranej przeliczonej na zużycie pary skroplonej	kg/h	— 116 — 391	— 293 — 477	— 274 — 194	— 178 + 4,5	— 140 — 361	ze zbiornika z turb. kond.
Ostateczna ilość pary pobieranej przeliczonej na warunki gwarancyjne	kg/h	12000 10800	12200 10800	12200 10800	9000 7500	12400 10800	ze zbiornika z turb. kond.
Ostateczna ilość pary skroplonej przeliczonej na warunki gwarancyjne	kg/h	— 19 300	1310 300	3389 300	7516,5 300	4919 300	kondensat na dławnice
Ostateczna ilość pary ogółem przeliczonej na warunki gwarancyjne	kg/h	23081	24610	26689	24316,5	28419	
Zużycie pary na 1 kWh przeliczone na warunki gwarancyjne	kg/kWh	14,3	12,18	10,68	9	9,78	
Sprawność termodynamiczna	%	—	—	—	—	—	

[1] Badania turbin 2 i 3 przeprowadzono przy pracy czysto kondensacyjnej.
[2] Turbina została zamówiona bez generatora wobec czego moc nominalną podano w KM.
[3] Dla turbiny 5-tej podano w tej rubryce wartości spadku adjabatycznego między wlotem do turbiny, a zbiornikiem umieszczonym między turbiną 5 a 6.

Zakładamy następujące dane:

Obciążenie . . .	1/4	2/4	3/4	4/4
Gwarantowane zużycie pary na 1 *kWh* w *kg/kWh* . . .	8,8	7,06	6,25	6,15
Gwarantowane zużycie pary + 5% tolerancji w *kg/kWh*	9,24	7,413	6,5625	6,4575
Zmierzone zużycie pary na 1 *kWh* przeliczone na warunki gwarantow. w *kg/kWh* . . .	8,1	7,37	6,85	6,67
Przekroczenie gwarancji w *kg/kWh*	—1,14	—0,043	+0,2875	+0,2125

Biorąc z powyższych wyników średnią arytmetyczną

$$\frac{-1{,}14 - 0{,}043 + 0{,}2875 + 0{,}2125}{4}$$

otrzymujemy zużycie pary mniejsze od gwarantowanego (po uwzględnieniu tolerancji) o 0,1707 *kg/kWh*.

Waloryzując zaś powyższe wyniki odpowiednio do ilości godzin, przez które instalacja przy rozmaitych obciążeniach, średnio w roku pracuje, otrzymujemy:

$$-1{,}14 \,.\, 720 - 0{,}043 \,.\, 1080 + 0{,}2875 \,.\, 2280 + \\ + \frac{0{,}2125 \,.\, 3960}{8040} = + 0{,}0784$$

czyli zużycie pary jest większe od gwarantowanego o 0,0784 *kg/kWh*.

Dla całości badań odbiorczych powinno się zawsze przewidzieć i żądać otwarcia turbiny po ukończeniu badań, lub lepiej na krótki czas przed upływem terminu gwarancyjnego, gdyż szczególnie przy braku, lub wadliwem odpowietrzeniu, na czas postoju jak również przy dużej wilgotności pary odlotowej (kondensacyjnej), niespodzianki mogą być bardzo przykre, jeśli materjał łopatek nie był odpowiednio dobrany. Pomijając znaczny koszt wymiany łopatek, konieczność takiego zabiegu może ciężko zaważyć na bycie przedsiębiorstwa, zwłaszcza, jeśli ono nie posiada równie silnej i ekonomicznej rezerwy.

Bogaty materjał badań odbiorczych pozwoli zapewne w niedługim czasie na ustalenie polskich norm odbiorczych, przynajmniej dla samych turbin kondensacyjnych.

(*d. c. n.*)

NORMY OLEJÓW PĘDNYCH DLA SILNIKÓW DIESLA

Wobec rosnącego znaczenia silnika Diesla dla urządzeń siłownianych, wyłoniła się potrzeba ustalenia norm dla olejów pędnych, służących jako paliwa dla tych silników. Przemysł rafineryjny w rozmaitych krajach dostarcza tak rozmaite oleje pędne, że z tego powodu wynikały znaczne trudności szczególnie w żegludze transoceanicznej, co przypisywano już to samemu motorowi, już to jakości oleju, to też oba rodzaje przemysłu powinny starać się, aby to zagadnienie zostało wyjaśnione przez ustalenie określonych norm. Zainteresowanie w tym kierunku ujawniło się w rozmaitych krajach, a w niektórych nawet poczyniono praktyczne kroki zdążające do tego celu.

W Anglji Komitet Normalizacyjny (British Engineering Standards Association) jeszcze w roku 1924 wydał normy dla olejów pędnych używanych w silnikach Diesla, w których rozróżnia się cztery rodzaje oleju, oznaczone sześcioma badaniami laboratoryjnemi, (por. zestawienie).

Temi samemi zagadnieniami zajmują się praktycznie od roku 1928 w Stanach Zjednoczonych, a mianowicie wyłoniona z American Society of Mechanical Engineers, komisja, która ma opracować zasady i przedłożyć projekt Amerykańskiemu Komitetowi Normalizacyjnemu, aby ten ze swej strony mógł wydać i wprowadzić w życie ostateczne normy. Amerykańskie prace są prowadzone na wielką skalę, gdyż podstawy zbiera się z wyników badań ruchowych przeprowadzanych w wielu instalacjach. Projektuje się ustalić osobne normy dla olejów przeznaczonych do ciężkich i lekkich motorów.

Chwilowo ustalono po sześć oznaczeń dla każdego oleju pędnego (por. zestawienie). Z olejami odpowiadającemi powyższym przepisom przeprowadzono już badania na stanowiskach próbnych, a sprawozdania z wyników badań już zostały Komitetowi przedłożone. W czasie badań okazało się, że przemysł rafineryjny nie łatwo dostosowuje się do powyższych warunków, że użyte oleje pędne tylko w górnych granicach posiadają przepisaną wiskozę a odbiegają od innych warunków projektu.

Z wyników badań przeprowadzonych w rozmaitych fabrykach budowy Diesli, a szczególnie w Rządowym Instytucie Badawczym Marynarki okazało się, że wiskoza ma

Zagraniczne normy dla olejów pędnych silników Diesla

DO OPALANIA		Angielskie normy 1924				Szwajcarja		Stany Zjednoczone (projekt)	
		1	2	3	4	oleje gazowe	oleje do opalania uzyskane z pozostałości	ciężkie motory	lekkie motory
Punkt zapłonu conajmniej	°C	65,5	65,5	65,5	65,5	65	65	65,5	65.5
		(w zamkiętym tyglu)				(w otw. tyglu)			
Twardego asfaltu max.	%	0,5	2	4	12	1	3	—	—
Pozostałość po koksowaniu max.	%	—	—	—	—	1,5	—	4	1
Wiskoza przy max.	°C °E	38 2,5	38 8,1	38 24	38 49	20 3	50 65	38 5,5	38 2,8
Wody max.	%	0,5	1	1	1	—	—	—	—
Wody i mechan. zanieczyszczeń max.	%	—	—	—	—	1	2	1	0,5
Popiołu max.	%	0,01	0,05	0,05	0,05	0,05	0,1	0,08	0,02
		płynny przy		płynny przy poniżej					
Punkt gęstnienia	°C	—6,6	+1,6	+4,4	+7,2	0	—	—	—
Siarki max.	%	—	—	—	—	2	3	3	2
Części parujących do 350° min.	części obj.	—	—	—	—	60	20	—	—
Ciężar właściwy przy 20° max.	g/cm³	—	—	—	—	0,9	0,98	—	—
Dolna wartość opałowa min.	Kal/kg	—	—	—	—	9800	9500	—	—
Górna wartość opałowa min.	Kal/kg	10550	10550	10400	10300	—	—	—	—

zasadnicze znaczenie dla zachowania się silników w ruchu, zatem należałoby ustalić graniczną wartość wiskozy, wymaganej ze względu na pompkę paliwową. W związku z tym podają sprawozdania amerykańskie wielkość wiskozy według fabryki MAN, wynoszącą 5°E w dyszy wstrzykowej, natomiast fabryka Deutz'a a żąda 11 do 12°E w pompie paliwowej. Z tego wynika, że paliwo należy tak wysoko podgrzać, aby uzyskać odpowiednią lepkość, co dla rozmaitych rodzajów olei wymaga odmiennych temperatur.

Amerykańskie sprawozdania podnoszą, że dla niezawodnego ruchu motorów niemieckich potrzeba oleju bardziej płynnego niż dla motorów amerykańskich podobnego rodzaju, co tłomaczy się wąskiemi przewodami i zawiłemi kanałami dla doprowadzenia paliwa. Oprócz znaczenia wiskozy podkreślają sprawozdania jeszcze ważny wpływ pozostałości po koksowaniu. Dotychczasowe sprawozdania obejmują jedynie silniki Diesla ciężkiej budowy, gdyż z lekkiemi silnikami jeszcze nie przeprowadzono badań.

Jednocześnie podejmuje działalność między swymi czytelnikami czasopismo „Oil Engine Power" i stara się zebraniem wyników ruchowych wspomagać rozpoczęte prace. Akcja polega na tem, że czasopismo ofiarowuje wszystkim posiadaczom Diesli bezpłatne badanie i ocenę próbek paliwa, z tem jedynie zastrzeżeniem, że otrzyma wzamian za bezwzględnie pewną wiadomość o pochodzeniu oleju pędnego i rodzaju silnika wraz z wyni-

kami próby conajmniej sześciomiesięcznej. Dla uniknięcia omyłek dołącza czasopismo drukowany wzór odpowiedzi.

W Szwajcarji w kwietniu 1929 roku ustanowił normy dla oleju gazowego i diesłowego Szwajcarski związek dla badań materjałów technicznych. Normy te przewidują 11 do 9 oznaczeń laboratoryjnych (por. zestawienie).

W Niemczech opracowanie tego zadania zapoczątkowano uchwałą głównej komisji Światowej Konferencji Energetycznej w październiku roku 1929, która zwraca się do Niemieckiego Komitetu Narodowego z prośbą o przedłożenie sprawozdania o sposobach badania olejów pędnych stosowanych w innych państwach, oraz o przedstawienie wniosków dla międzynarodowego porozumienia. Opracowanie sprawozdania dla Niemieckiego Komitetu Normalizacyjnego objął Niemiecki Związek dla badań materjałów technicznych (Archiv f. Wärmewirtschaft Nr. 6/1930).

K. B.

Redakcja i Administracja
TECHNIKI CIEPLNEJ
dnia 15 września 1930 roku
zostanie przeniesiona z ul. Chmielnej 2 m. 6
na ul. Piękną 32 m. 15.
W WARSZAWIE.

GENERALNA REPREZENTACJA ŚWIATOWEJ SŁAWY FABRYK APARATÓW KONTROLNO-CIEPLIKOWYCH

POSZUKUJE

Z A S T Ę P C Ó W

na poszczególne województwa Polski. Pierwszeństwo mają zdolni inżynierowie obznajmieni z działem kotłowym (ewent. b. inżynierowie Stowarzyszenia Dozoru Kotłów) albo firmy techniczne dobrze w przemyśle wprowadzone.

Szczegółowe zgłoszenia pod: P. T. B. 1930 do Administracji Techniki Cieplnej.

440—1

ADMINISTRACJA

TECHNIKI CIEPLNEJ

w Warszawie, ul. Chmielna 2, m. 6.

P O L E C A

ROCZNIKI, PISMA Z LAT UBIEGŁYCH

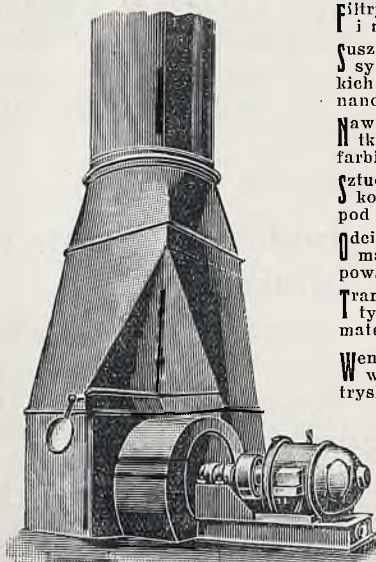
a mianowicie:

Technika Cieplna,	rocznik	1924 r.	zł. 12
Technika Cieplna,	rocznik	1925 r.	zł. 12
Technika Cieplna,	rocznik	1926 r.	zł. 12
Technika Cieplna,	rocznik	1927 r.	zł. 12
Technika Cieplna,	rocznik	1928 r.	zł. 12
Technika Cieplna,	rocznik	1929 r.	zł. 12

WENTYLATORY

niskiego, średniego i wysokiego ciśnienia

Ogrzewania parowpowietrzne nagrzewnicami ocynkowanemi w ogniu. Prosty montaż. Tani koszt urządzenia i eksploatacji.



Filtry powietrzne stałe i ruchome.

Suszarnie najnowszych systemów do wszelkich materjałów; wykonano kilkadziesiąt.

Nawilżania przędzalń, tkalni **odemglania** farbiarń, pralni, rzeźni,

Sztuczny ciąg, ulepsz. konstr. **podmuch** pod ruszty dla miału.

Odciąganie kurzu od maszyn w miejscach powstawania.

Transport, pneumatyczny wszelkich materjałów lekkich.

Wentylacja przy malowaniu systemem natryskowym

Rury żeberkowe — kute natlaniej.

Fabryka urządzeń dla powietrza i ciepła w ruchu

S. WABERSKI i S-ka Spółka Akcyjna

Warszawa — Markowska 8. Tel. 21-81, 21-86

Reprezentacje w Łodzi:

Henryk Matecki Technolog, Andrzeja 48. Tel. 62-85.

Skład kół transmisyjnych „Vindobona". Adolf Rihter, Przejazd 20. Tel. 380.

W Katowicach: Inż. Emil Flach, Piłsudskiego 28 A.

„ Krakowie: „ Bracka 6. tel. 24-56.

„ Sosnowcu: Inżynierowie L. i M. Rudowscy.

435—1

St. Weigt i S-ka ŁÓDŹ

PRODUKUJE:

KOTŁY „ESWU" TYPU STREBLA

KOTŁY „ESWU" MIESZKANIOWE DO WODNEGO CENTRALNEGO OGRZEWANIA

GRZEJNIKI (RADJATORY)

KWASO- i OGNIOODPORNE ODLEWY

UTWARDZONE WALCE MŁYŃSKIE

MASZYNY POMOCNICZE DLA ODLEWNI

RUSZTY

PĘDNIE



388—5

WARSZAWSKA

FABRYKA IZOLACJI KORKOWEJ

WŁADYSŁAW WIERUSZ-KOWALSKI i S-ka

ZARZĄD: Żórawia 23. Tel. 62-51

FABRYKA: Dworska 14-16. Tel. 101-12

ADRES TELEGRAFICZNY:

„WUWUKA" — Warszawa

PŁYTY:	korkowe z czystego korka, kamienia korowego oraz impregnowane dla budowli chłodniczych, wagonów, parowozów, do fundamentów pod maszyny, silniki itp.
OTULINY:	korkowe dla izolacji rur parowych, wodnych, zbiorników itp.
MASE	azbestowo-okrzemkową, mankiety i bandaże.

Fabryka wykonywa roboty izolacyjne przez fachowców.

Porady techniczne bezpłatnie.

429—5

IZOLACJA!

przeciw stratom ciepła w gospodarce parowej, wypromieniania chłodu w urządzeniach chłodniczych, izolacje budowlane przeciw wpływom atmosferycznym, oraz izolacje akustyczne wykonują sprawnie, fachowo i dostarczają wszelkich materjałów izolacyjnych

Wielkopolskie Zakłady Izolacyjne

ALEKSANDER RĄCZKOWSKI

Skrót telegr. „Alra" Poznań, Plac Wolność 17, telefon 23-12.

390—5